

⑪ Int. Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 昭和63年(1988)8月29日

B 60 K 41/14
F 16 H 11/068108-3D
C-6608-3J

審査請求 未請求 発明の数 1 (全20頁)

⑭ 発明の名称 無段変速機用制御装置

⑮ 特 願 昭62-37545

⑯ 出 願 昭62(1987)2月20日

⑰ 発 明 者 小 柴 定 弘 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・ワーナー株式会社内

⑱ 発 明 者 今 井 教 雄 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・ワーナー株式会社内

⑲ 出 願 人 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 愛知県安城市藤井町高根10番地

⑳ 代 理 人 弁理士 近 島 一 夫

明 細 書

1. 発明の名称

無段変速機用制御装置

2. 特許請求の範囲

(1) 無段階にトルク比を可変制御し得る無段変速装置と、

該無段変速装置と組合わされて、変速制御可能領域を、比較的高いトルク比領域となる低速モードと比較的低いトルク比領域となる高速モードとに切換え得る補助変速装置と、

前記無段変速装置を可変制御する無段変速操作手段と、

前記補助変速装置を切換え作動するモード切換え手段と、を備えてなる無段変速機において、

前記無段変速装置のトルク比を検知するトルク比検知手段と、

前記補助変速装置が低速モードにあるか高速モードにあるかを検知するモード検知手段と、

走行状況において定まる目標トルク比を設定する目標トルク比設定手段と、

前記モード検知手段及び目標トルク比設定手段からの信号に基づき、前記低速モードと高速モードとが互に等しいトルク比を達成し得る領域並びに高速モードのみが達成し得る領域に前記目標トルク比がある場合、前記高速モードが優先して作動するように、かつ前記低速モードのみが達成し得る領域に前記目標トルク比がある場合、前記低速モードが作動するように、前記モード切換え手段に信号を送るモード切換え判断手段と、

そして、前記トルク比検知手段及び目標トルク比設定手段からの信号に基づき、前記モード切換え判断手段にて選定されたモードにおいて前記目標トルク比を達成するように、前記無段変速操作手段に信号を送る無段変速判断手段と、

を備えてなることを特徴とする無段変速機用制御装置。

(2) 前記補助変速装置が、前記無段変速装置の出力部に連結する第1の要素と、無段変速機の

出力部材に連結する第2の要素と、無段変速機の入力部材に連結する第3の要素を有するプラネタリギヤ装置からなり、

また、前記モード切換え手段が、係止手段及びクラッチからなり、かつ該係止手段を前記第3の要素に連結すると共に、該第3の要素と前記入力部材との間に前記クラッチを介在して、

前記係止手段の作動により、前記プラネタリギヤ装置を減速機構として機能して前記低速モードとなし、かつ前記クラッチの接合により、前記プラネタリギヤ装置をスプリットドライブ機構として機能して前記高速モードとなす特許請求の範囲第1項記載の無段変速機用制御装置。

(3) 前記目標トルク比設定手段が、目標トルク比を上限及び下限からなる所定幅にて設定し、該目標トルク比上限が前記高速モードで達成し得る場合に高速モードが作動するように、かつ上記目標トルク比下限が前記低速モードのみで達成し得る場合に低速モードが作動するように前記モード切換え手段を構成した特許請求の範

項記載の無段変速機用制御装置。

3. 発明の詳細な説明

(1) 産業上の利用分野

本発明は、無段変速機、特に自動車用無段変速機における制御装置に係り、詳しくはベルト（チェーン型も含）式等の無段変速装置と、プラネタリギヤ装置等のトルク比幅拡大用の補助変速装置とを組合せてなる無段変速機に用いられる制御装置に関する。

(2) 従来の技術

近時、燃料消費率の向上等の要求により、自動車のトランスミッションとしてベルト式無段変速装置（CVT）を組み込んだ無段変速機が注目されている。

一般に、該無段変速機は、ベルト式無段変速装置、流体継手（又は電磁パウダークラッチ）、前後進切換え装置及び減速ギヤ装置そして差動歯車装置とから構成されているが、上記無段変速装置はスペース及びベルトの最小曲率半径等の制限によりそのトルク比幅を大きくとることはできず、

図第1項記載の無段変速機用制御装置。

(4) 前記無段変速装置が、有効径を変更し得る2組のレーブを有するプライマリ及びセカンダリプーリ、及びこれら両プーリに巻掛けられるベルトからなるベルト式無段変速装置である特許請求の範囲第1項記載の無段変速機用制御装置。

(5) 前記トルク比検知手段が、前記プライマリプーリ及びセカンダリプーリの回転数を検知してなる特許請求の範囲第4項記載の無段変速機用制御装置。

(6) 前記トルク比検知手段が、前記プライマリプーリ又はセカンダリプーリの可動レーブの位置又は該可動レーブに連動する部位の位置を検知してなる特許請求の範囲第4項記載の無段変速機用制御装置。

(7) 前記無段変速操作手段が、電動モータからなり、該電動モータに基づく回転をネジ装置によりスラスト力に変換して前記無段変速装置の可動レーブを操作してなる特許請求の範囲第4

該無段変速装置のみによるトルク比幅の範囲では燃費、変速性能等の自動車に対する諸要求に対応するのに充分ではない。

そこで、特開昭61-31752号公報に示すように、ベルト式無段変速装置に、ラビニョ型プラネタリギヤユニット等からなる補助変速装置を直列に連結し、該補助変速装置を低速段と高速段とに切換えることによりトルク比幅を拡大した無段変速機が案出されている。

そして、該無段変速機は、補助変速装置の高速段及び低速段の切換えをレフトレバーのL（ロー）レンジ及びD（ドライブ）レンジへのレフト操作により行い、また車速及びスロットル開度にて定まる目標機関回転速度になるように無段変速装置を適宜制御するが、該目標機関回転速度をレフト位置即ち補助変速装置の低速段と高速段とで別個に設定している。

(4) 発明が解決しようとする問題点

しかし、上述無段変速機は、レフトレバーの操作により補助変速装置を、低速段と高速段とに切

換えるので、操作が複雑であると共に、適切な操作が難しい。

特に、Dレンジでの走行中、アクセルペダルを踏込んでキックダウン操作する場合、補助変速装置は自動的に低速段に切換わらないので、無段変速装置を大幅に減速方向にシフトする必要があり、応答が遅れる問題点を生じる。

そこで、本発明は、補助変速装置を低速モード及び高速モードに自動的に切換えると共に、該切換えを無段変速機の伝達効率を勘案して適正に行うことにより、上述問題点を解消することを目的とするものである。

(一) 問題を解決するための手段

本発明は、上述事情に鑑みなされたものであって、第1図に示すように、その制御対象となる無段変速機12が、無段階にトルク比を可変制御し得る無段変速装置30と、該無段変速装置30と組合わされて、変速制御可能領域を、比較的高いトルク比領域となる低速モードと比較的低いトルク比領域となる高速モードとに切換え得る補助変

速装置20と、前記無段変速装置を可変制御する無段変速操作手段100と、前記補助変速装置を切換え作動するモード切換え手段110と、を備えている。

そして、無段変速装置30のトルク比を検知するトルク比検知手段111、補助変速装置20が低速モードにあるか高速モードにあるかを検知するモード検知手段112、及び走行状況にて定まる目標トルクを設定する目標トルク比設定手段113とを設ける。更に、これらモード検知手段112及び目標トルク比設定手段113からの信号に基づき、低速モードと高速モードとが互いに等しいトルク比を達成し得る領域並びに高速モードのみが達成し得る領域に前記目標トルク比がある場合、前記低速モードが優先して作動するように、かつ前記低速モードのみが達成し得る領域に前記目標トルク比がある場合、前記低速モードが作動するように、前記モード切換え手段110に信号を送るモード切換え判断手段114を設ける。また、前記トルク比検知手段111及び目標トルク比設定手段

113からの信号に基づき、前記モード切換え判断手段114にて選定されたモードにおいて前記目標トルク比を達成するように、前記無段変速機12に信号を送る無段変速判断手段115を設ける。

(二) 作用

以上構成に基づき、エンジンの出力トルクが、無段変速機12を介して車輪に伝達され、自動車は適宜速度にて走行し、この際、無段変速機12は、ベルト等の無段変速装置30の無段階トルク比制御と、補助変速装置20の低速モードLと高速モードHの切換え制御にて、第6図に示すように比較的大きなトルク比幅にて制御される。

また、スロットル開度、入力軸回転数及び車速等の各走行状況センサからの信号を受けて、最大動力特性又は最良燃費特性等の所定変速特性になるように、変速機12全体での目標トルク比 a^* が目標トルク比設定手段113にて設定される。そして、該目標トルク比が、補助変速装置20の高速モードHのみが達成し得る領域C(第6図)に

ある場合は勿論、低速モードLと高速モードHとが互いに等しいトルク比を達成し得る領域Bにある場合でも、高速モードHが作動するようにモード切換え手段110が切換えられる。また、目標トルク比が、低速モードLのみが達成し得る領域Aでは、低速モードLが作動するようにモード切換え手段が切換えられる。即ち、第6図に太線で示す部分が作動範囲となり、伝達効率の高い高速モードHを優先的に使用する。

特に、アクセルペダルを踏み、急加速をした場合(いわゆるキックダウン時)、第6図に示すように、現在のトルク比が a にあり、目標トルク比が a^* にあると、矢印Dで示すようにモード切換え手段110が低速モードLに切換ると同時に、矢印Eで示すように無段変速装置30は減速方向に可変制御し、実際には両変速が相俟って矢印Fで示すように素早くダウンシフトして、充分な加速性能を得る。

(三) 実施例

以下、本発明を具体化した実施例について説明

する。

まず、本発明に係る無段変速機（詳しくは特願昭61-205614号参照）を、第2図に示す概略図に沿って説明すると、無段変速機12は、補助変速装置を構成するシングルプラネタリギヤ装置20、ベルト式無段変速装置30、トランスファー装置80、減速ギヤ装置71と差動歯車装置72とからなる出力部材70、そしてロックアップクラッチC1を有する流体継手13、及びデュアルプラネタリギヤ装置からなる正逆転切換え伝動装置90を備えている。そして、シングルプラネタリギヤ装置20は、無段変速装置30の出力部30aに連結する第1の要素20R（又は20S）と、無段変速機12の出力部材70に連結する第2の要素20Cと、無段変速機12の入力軸60にトランスファー装置80を介して連結する第3の要素20S（又は20R）とを有している。また、該プラネタリギヤ装置20を高速モードHと低速モードLに切換えるモード切換え手段110は、ローワンウェイクラッチF及びローコ

ースト&リバースブレーキB1からなる係止手段とハイクラッチC2からなり、該係止手段F、B1が低速モードLとなる減速機構として用いる際の反力支持部材となる第3の要素20S（又は20R）にトランスファー装置80を介して連結しており、またハイクラッチC2が入力軸60と第1の要素20Sとの間に介在している。

具体的には、プラネタリギヤ装置20のリングギヤ20Rが無段変速装置30の出力部30aに連動し、かつキャリア20Cが出力部材70に連動し、そしてサンギヤ20Sがトランスファー装置80を介してローワンウェイクラッチF及びローコスト&リバースブレーキB1に連動すると共にハイクラッチC2に連動している。

また、デュアルプラネタリギヤ装置90は、そのサンギヤ90Sが入力軸60に連結し、かつキャリア90Cが無段変速装置30の入力部30bに連結すると共にフォワードクラッチC1を介して入力軸60に連結し、またリングギヤ90RがリバースブレーキB2に連結している。

以上構成に基づき、本無段変速機12における各クラッチ、ブレーキ及びワンウェイクラッチは、各ポジションにおいて第3図に示すように作動する。なお、該ロックアップクラッチC1が適宜作動し得ることを示す。

詳述すると、Dレンジにおける低速モードLにおいて、フォワードクラッチC1が接合している外、ローワンウェイクラッチFが作動する。この状態では、エンジクランク軸の回転は、ロックアップクラッチC1又は流体継手13を介して入力軸60に伝達され、更にデュアルプラネタリギヤ装置90のサンギヤ90Sに直接伝達されると共に、フォワードクラッチC1を介してキャリア90Cに伝達される。従って、該デュアルプラネタリギヤ装置90は入力軸60と一体に回転し、正回転をベルト式無段変速装置30の入力部30bに伝達し、更に該無段変速装置30にて適宜変速された回転が出力部30aからシングルプラネタリギヤ装置20のリングギヤ20Rに伝達される。一方、この状態では、反力を受ける反力支持要素

であるサンギヤ20Sはトランスファー装置80を介してローワンウェイクラッチFにて停止されており、従ってリングギヤ20Rの回転は減速回転としてキャリア20Cから取出され、更に減速ギヤ装置71及び差動歯車装置72を介してアクスル軸73に伝達される。

また、Dレンジにおける高速モードHにおいては、フォワードクラッチC1の外、ハイクラッチC2が接合する。この状態では、前述同様無段変速装置30にて適宜変速された正回転が出力部30aから取出されてシングルプラネタリギヤ装置20のリングギヤ20Rに入力される。一方、同時に、入力軸60の回転はハイクラッチC2及びトランスファー装置80を介してシングルプラネタリギヤ装置20のサンギヤ20Sに伝達され、これにより該プラネタリギヤ装置20にてリングギヤ20Rとサンギヤ20Sとのトルクが合成されてキャリア20Cから出力される。なおこの際、サンギヤ20Sにはトランスファー装置80を介して反力に抗する回転が伝達されるので、トルク

循環が生じることなく、所定のプラストルクがトランスファー装置80を介して伝達される。そして、該合成されたキャリア20Cからのトルクは減速ギヤ装置71及び差動歯車装置72を介してアクスル軸73に伝達される。

なお、Dレンジにおける作動では、ワンウェイクラッチFに基づき逆トルク作用時(エンジンプレーキ時)はフリーとなるが、Sレンジにおいては、ローワンウェイクラッチFに加えてローコースト&リバースブレーキB1が作動し、逆トルク作用時も動力伝達する。

また、Rレンジにおいてはローコースト&リバースブレーキB1と共にリバースブレーキB2が作動する。この状態では、入力軸60の回転は、デュアルプラネタリギヤ装置90にてリングギヤ90Rが固定されることに基づきキャリア90Cから逆回転としてベルト式無段変速装置30に入力される。一方、ローコースト&リバースブレーキB1の作動に基づきレンジプラネタリギヤ装置20のサンギヤ20Sが固定されており、従っ

て無段変速装置30からの逆回転はプラネタリギヤ装置20にて減速され、出力部材70に取出される。

また、Pレンジ及びNレンジにおいては、ローコースト&リバースブレーキB1が作動する。

ついで、上述無段変速機を、第4図に沿って具体的に説明すると、本無段変速機12は、3分割からなるトランスミッションケース15を有しており、該ケース15に入力軸60及び無段変速装置30の入力軸30bが同軸状に回転自在に支持されて第1軸を構成していると共に、無段変速装置30の出力軸30aとギヤ軸70aが同軸状に回転自在に支持されて第2軸を構成している。更に、第1軸上にはロックアップクラッチCLを備えた流体継手13が配設されていると共に、ハイクラッチC2、ローコースト&リバースブレーキB1、ローワンウェイクラッチFからなるモード切換え手段110が配設されており、更に、デュアルプラネタリギヤ装置90、フォワードクラッチC1及びリバースブレーキB2からなる正逆転

切換え装置が配設され、また油圧ポンプ17が配設されている。一方、第2軸上にはレンジプラネタリギヤ装置20が配設されている。

更に第1軸部分について説明すると、入力軸60はその一端部にロックアップクラッチCL及び流体継手13の出力部材が係合していると共にその他端部にデュアルプラネタリギヤ装置90のサンギヤ90Sが係合しており、更に該入力軸60上にはケース15に固定されているスリーブ部15aが配設されている。また、該スリーブ部15aにはワンウェイクラッチFを介してスプロケット81が連結されていると共に、入力軸60に連結しているスリーブ軸41が回転自在に支持されている。更に、該スリーブ軸41から立上っているフランジ部41aはその一側にてフォワードクラッチC1がその油圧アクチュエータ42と共に設置され、またその他側にハイクラッチC2がその油圧アクチュエータ43と共に設置されている。そして、ハイクラッチC2はその被動側が前記スプロケット81のボス部に連結され、かつ該ボス

部はケース15にその油圧アクチュエータ45と共に配設されているローコースト&リバースブレーキB1に連結している。一方、フォワードクラッチC1の被動側はデュアルプラネタリギヤ装置90のキャリア90Cに連結しており、またデュアルプラネタリギヤ装置90のリングギヤ90Rは油圧アクチュエータ46と共にケース15に配設されたリバースブレーキB2に係合している。なお、キャリア90Cは互に噛み合しかつサンギヤ90Sに噛み合しているピニオン90P1及びリングギヤ90Rに噛み合っているピニオン90P2を支持している。

また、無段変速装置30は、特開昭60-1298794号(未公開)に詳しく述べてあるように、プライマリプーリ31、セカンダリプーリ32及びこれら両プーリに巻掛けられたベルト33からなり、かつ両プーリはそれぞれ固定シェーブ31a、32a及び可動シェーブ31b、32bからなる。更に、プライマリプーリ31には、ベアリングにて支持されかつ複数枚の皿パネ38を介して入

力軸 30b に一体に回転するように連結されているスラスト力保持部材 34a と固定シープ 31a との間に、伝達トルクに対応した軸力を付与する調圧カム機構 34 が配設されており、また可動シープ 31b は固定シープ 31a のボス部 31c にボールスプラインを介して揺動のみ自在に支持されていると共に、その背部にボールネジ装置 35 が配設されている。ボールネジ装置 35 はそのボルト部 35a がケース 15 に回転不能にかつスラストベアリングを介して入力軸 30b に軸方向移動不能に連結されており、またそのナット部 35b が可動シープ 31b にスラストベアリングを介して軸方向に一体に移動するように連結されている。一方、セカンダリプーリ 32 はその固定シープ 32a が出力軸 30a と一体にケース 15 に回転自在に支持されており、かつ可動シープ 32b が出力軸 30a にボールスプラインを介して揺動のみ自在に支持されている。更に、該可動シープ 32b の背面にはボールネジ装置 36 が配設されており、そのボルト部 36a がケース 15 に回転

不能にかつ出力軸 30a に固定されたフランシ 30d にスラストベアリングを介して軸方向移動不能に連結され、またそのナット部 36b がスラストベアリングを介して可動シープ 32b に軸方向に一体に移動するように連結されている。そして、プライマリプーリ 31 及びセカンダリプーリ 32 の間には操作軸 37 が回転自在に支持されている。なお、第 4 図は展開図なので、操作軸 37 が上方に描かれているが、実際は、操作軸 37 は正面視において入力軸 30b と出力軸 30a の中間部分に位置している。そして、該操作軸 37 には円形ギヤ 37a、及び非円形ギヤ 37b、更にウォームホイール 37c が固定されており、該ホイール 37c は無段変速機 72 を構成する電動モータ 100 (第 1 図及び第 7 図参照) に連結されているウォーム 37d が噛合している。また、円形ギヤ 37a はプライマリプーリ 31 側のナット部 35b に固定されている幅広の円形ギヤ 35c に噛合しており、また非円形ギヤ 37b はセカンダリプーリ 32 側のナット部 36b に固定されている幅

広の非円形ギヤ 36c に噛合している。

また、リングプラネタリギヤ装置 20 は、第 2 軸を構成するギヤ軸 70a 上に配設されており、そのリングギヤ 20R がフランシ 30d に隣接してベルト式無段変速装置 30 の出力軸 30a に連結されている。また、ギヤ軸 70a にはサンギヤ 20S と一体にスプロケット 82 が回転自在に支持されており、更に該ギヤ軸 70a に、ピニオン 20P を回転自在に支持しているキャリア 20C が固定されている。

一方、該第 2 軸上のサンギヤ 20S と一体のスプロケット 82 と前記ローワンウェイクラッチ D にて支持されているスプロケット 81 との間にはサイレントチェーン 83 が巻掛けられており、これらスプロケット及びチェーンにてトランスファ装置 80 を構成している。

また、前記ギヤ軸 70a はギヤ 71a を一体に構成して出力部材 70 を構成しており、かつギヤ 71a は中間軸 71b に固定されているギヤ 71c と噛合している。更に、中間軸 71b には小ギ

ヤ 71d が形成されており、かつ該ギヤ 71d は差動歯車装置 72 に固定されているリングギヤ 72a と噛合して、減速装置 71 を構成している。また、差動歯車装置 72 からは左右フロントアクスル軸 73 が延びている。

ついで、本無段変速機 12 の作用を説明する。

エンリンクラック軸の回転はロックアップクラッチ C1 又は流体継手 13 を介して入力軸 60 に伝達され、更にデュアルプラネタリギヤ装置 90 のサンギヤ 90S に伝達されると共にスリーブ軸 41 に伝達される。D レンシ及び S レンシにおいてはフォワードクラッチ C1 が接合しかつリバーブレーキ B2 が解放しているので、デュアルプラネタリギヤ装置 90 はサンギヤ 90S とキャリア 90C とが一体に従ってリングギヤ 90R も一体に回転して、正回転がベルト式無段変速装置 30 の入力軸 30b に伝達される。

そして、該入力軸 30b の回転は、スラスト力保持部材 34a を介して調圧カム機構 34 に伝達され、更にプライマリプーリ 31 の固定シープ 3

1 a 及びボールスプラインを介して可動シープ 3 1 b に伝達される。この際、調圧カム機構 3 4 は入力軸 3 0 b に作用する入力トルクに対応した軸力が圓バネ 3 8 を介してシープ 3 1 a の背面に作用し、一方、他方のシープ 3 1 b は所定変速比に対応してボールネジ装置 3 5 がその長さ方向に固定された状態にあり、従ってスラストベアリングを介してシープ 3 1 b の背面に同等の反力が作用し、これにより、プライマリプーリ 3 1 は入力トルクに対応した挟持力にてベルト 3 3 を挟持する。更に、ベルト 3 3 の回転はセカンダリプーリ 3 2 に伝達され、更に出力軸 3 0 a に伝達される。また、該ベルト伝動に際して、後述するように、スロットル開度及び車速等の各センサからの信号に基づき、モータが制御されて、ウォーム 3 7 d 及びウォームホイール 3 7 e を介して操作軸 3 7 が回転される。すると、円形ギヤ 3 7 a 及び 3 5 e を介してプライマリプーリ 3 1 側ボールネジ装置 3 5 のナット部 3 5 b が回転すると共に、非円形ギヤ 3 7 b, 3 6 e を介してセカンダリプーリ 3

2 側ボールネジ装置 3 6 のナット部 3 6 b が回転する。これにより、ケース 1 5 に回転止めされているボルト部 3 5 a, 3 6 a との間でナット部 3 5 b, 3 6 b が相対回転して、ボールネジ装置 3 5, 3 6 はスラストベアリングを介して可動シープ 3 1 b, 3 2 b に移動してプライマリプーリ 3 1 及びセカンダリプーリ 3 2 を所定有効径に設定し、設定トルク比が得られる。なおこの際、両ボールネジ装置は線形移動するため、ベルト 3 3 により規定される可動シープ本来の移動量との間に差を生ずるが、セカンダリプーリ 3 2 側が非円形ギヤ 3 7 b, 3 6 e を介して回転するので、可動シープはその本来の移動量に整合する量にて移動される。また、両シープ 3 1 a, 3 1 b 及び 3 2 a, 3 2 b によるベルト挟圧力は、プライマリプーリ 3 1 側においてはスラストベアリングを介して入力軸 3 0 b を引張るように作用してケース 1 5 に作用することではなく、同様にセカンダリプーリ 3 2 側においても出力軸 3 0 a を引張るように作用してケース 1 5 に作用することはない。

更に、ベルト式無段変速装置 3 0 の出力軸 3 0 a の回転はリングブラネタリギヤ装置 2 0 のリングギヤ 2 0 R に伝達され、更にキャリア 2 0 C を介してギヤ軸 7 0 a に伝達される。

そして、D レンジにおける低速モード L の場合、第 3 図に示すようにローワンウェイクラッチ F が作動状態にあり、従ってリングギヤ 2 0 R からキャリア 2 0 C へのトルク伝達に際して、サンギヤ 2 0 S が反力を受けるが、該サンギヤ 2 0 S はトランスファー装置 8 0 を介してローワンウェイクラッチ F にて回転止めされており、リングブラネタリギヤ装置 2 0 は減速機構を構成している。従って、ベルト式無段変速装置 3 0 の出力軸 3 0 a の回転は、リングブラネタリギヤ装置 2 0 にて単に減速され、更にギヤ 7 1 a, 7 1 c、中間軸 7 1 b、ギヤ 7 1 d 及びマウントギヤ 7 2 a からなる減速ギヤ装置 7 1 を介して更に減速され、そして差動歯車装置 7 2 を介して左右フロントアクスル軸 7 3 に伝達される。

また、後述するように、制御部からの信号によ

りハイクラッチ C 2 が接続して高速モード H に切換えられ、入力軸 6 0 の回転はベルト式無段変速装置 3 0 に伝達されると共に、スリーブ軸 4 1 及びハイクラッチ C 2 を介してスプロケット 8 1 に伝達され、更にサイレントチェーン 8 3 及びスプロケット 8 2 を介してリングブラネタリギヤ装置 2 0 のサンギヤ 2 0 S に伝達される。なおこの際、トランスファー装置 8 0 入力側のスプロケット 8 1 はローワンウェイクラッチ F にてリングブラネタリギヤ装置のサンギヤ 2 0 S からの反力を受けているので、つかみ換えによるレフトショックを防止して、ハイクラッチ C 2 の接続により滑らかに回転を開始してサンギヤ 2 0 S にトルクを伝達する。これにより、ベルト式無段変速装置 3 0 により無段変速されたトルクとトランスファー装置 8 0 を介するトルクとがリングブラネタリギヤ装置 2 0 にて合成され、該合成トルクがキャリア 2 0 C からギヤ軸 7 0 a に伝達される。更に、前述低速モード L と同様に、減速ギヤ装置 7 1 及び差動歯車装置 7 2 を介して左右フロント

アクスル軸73に伝達される。

また、Sレンジにおける低速モードLでは、エンジンプレーキ等による負トルクをも受けるので、ローコースト&リバースプレーキB1が係合してスプロケット81は正逆回転とも阻止される。また、Sレンジにおける高速モードHはDレンジの高速モードと同様である。

一方、RレンジではフォワードクラッチC1が解放されると共にリバースプレーキB2が係合される。従って、デュアルプラネタリギヤ装置90のサンギヤ90Sに伝達された入力軸60の回転は、リングギヤ90Rの停止に伴ってキャビヤ90Cから逆回転としてベルト式無段変速装置30の入力軸30bに伝達される。この際、シングルプラネタリギヤ装置20のサンギヤ20Sからトランスファー装置80を介して反力トルクはスプロケット81に逆回転として作用するので、ローコースト&リバースプレーキB1が作動して該スプロケット81を停止している。

また、上述無段変速機12のトルク伝達におい

て、第5図に示すように、低速モードLにあっては全伝達トルクがベルト式無段変速装置30を介して伝達されるが、高速モードHにあっては、ベルト式無段変速装置30を経るトルクとトランスファー装置80を経るトルクがトルク比に応じた所定割合にて分担される。

更に、第6図に示すように、ベルト式無段変速装置30のトルク比に対する無段変速機12のトルク比は、低速モードにおいては曲線Lに示すようになり、かつ高速モードにあっては曲線Hに示すようになる。従って、低速モードLから高速モードHへ（又はその逆に）ステップする際のステップ比（低速側トルク比/高速側トルク比）は曲線Sで示すようになる。

ついで、第7図に於いて、本無段変速機の制御装置について説明する。

本制御装置（システム）Uは、変速制御部U₁、エンジンプレーキ制御部U₂、ロックアップクラッチ制御部U₃、ライン圧制御部U₄及びレフトレンジ制御部U₅を備えている。

変速制御部U₁は、目標トルク比設定手段113、及び所定幅 δ からなる目標トルク比 a^* との現在のトルク比 a とを比較し、かつプラネタリギヤ装置20の低速及び高速モードL、Hの切換え及び無段変速装置30の変速量を判断する判断手段114、115を有している。また、変速制御部U₁には、トルク比検知手段を構成するプライマリブリー回転数 N_{in} センサ111a及びセカンダリブリー回転数 N_{out} センサ111bからの信号、更に、スロットル開度 θ センサ122、車速Vセンサ123、補助変速装置を構成するプラネタリギヤ装置20の低速及び高速モードL、Hを検知するモードセンサ（モード検知手段）112、そしてP、R、N、D、Sの各レンジを検知するレフトレンジセンサ125の各センサからの信号が入力されており、かつこれらセンサからの信号に基づき演算・判断された信号が電動モータ100の駆動回路120及びL-Hレフトソレノイド駆動回路121に出力する。また、モータ駆動回路120は、変速制御部U₁及びエンジンプレーキ制御部U₂か

らの信号に基づき所定信号を発するPWM発信器、該発信器からの信号を所定レベルまで増幅するドライバ回路、及び該増幅信号をモータ100に供給するブリッジ回路からなる。

そして、該変速制御部U₁の目標トルク比設定手段113が、スロットル開度 θ に対応したプライマリブリー回転数 N_{in} （＝エンジン回転数）と車速Vに基づき、Sレンジにおいては最大動力制御を行うように、またDレンジにおいては最良燃費制御を行うように、目標トルク比を演算して設定する。なお、該目標トルク比設定手段113は、吸気管負圧、セカンダリブリー回転数 N_{out} 、又は出力ギヤ回転数等の他の走行状況センサからの信号を受けて設定してもよく、また最大動力制御及び最良燃費制御に限らず、最大トルク制御その他中間の制御でもよいことは勿論である。そして、該目標トルク比設定手段113にて設定された目標トルク比 a^* は所定幅 δ の不感帯が設定され、判断手段114、115にて、該目標トルク比 a^* が車速V等からの現在の無段変速機のトルク比 a と

時々・刻々比較され、該トルク比 α が不感帯幅 δ から外れた部分(斜線部分)にて所定変速信号が出力される。

一方、エンジンプレーキ制御部 U_3 は、図示するように各センサからの信号を受けて、前記モータ駆動回路120及びL-Hシフトソレノイド駆動回路121に出力し、これにより、Sレンジでエンジンプレーキ状態即ちスロットル開度が零又は零付近状態を検知した場合、最大動力制御用の目標トルク比とは異なる比較的高い目標トルク比を定め、効果的なエンジンプレーキを作用する。

また、ロックアップ制御部 U_4 は、図示するような各センサからの信号を受けて、ロックアップソレノイド駆動回路126に出力し、これにより流体継手13内に設けたロックアップクラッチCLを係合・解放制御する。

更に、ライン圧制御部 U_5 は、図示するような各センサからの信号を受けて、シフトコントロールソレノイド駆動回路127に出力し、これにより、スロットル開度に対応するライン圧を発生すると

共に、NレンジからDレンジ(又はSレンジ)及びNレンジからRレンジにシフトする際、フォワードクラッチC1又はリバースブレーキB2が係合するときに生ずるシフトショックを軽減すべく、N→D(S)、N→Rシフトが検知されたとき、ライン圧を低下し、その後通常位置まで徐々に上昇させる。

また、シフトチェンジ制御部 U_6 は、各センサからの信号を受けて、シフトレンジチェンジ用モータ駆動回路129に出力し、これにより運転席に設置されたシフトレバーのセット位置に応じて、スタッピングモータを駆動・制御してマニュアルバルブ132のシフト位置を変更する。

そして、各ソレノイド及びモータ駆動回路121、129、126、127は油圧制御装置130の所定バルブを作動して、モード切換え手段110を構成するハイクラッチC2及びローコースト&リバースブレーキB1、並びにフォワードクラッチC1、リバースブレーキB2、ロックアップクラッチCL及び流体継手(F/C)13を制

御する。

油圧制御装置130は、第8図に示すように、シフトレンジチェンジモータ駆動回路129にて駆動されるスタッピングモータ(131)に連結されているピニオンにより作動されるマニュアルバルブ132、シフトコントロールソレノイド駆動回路127にて駆動されるリニアソレノイド133により作動されるレギュレータバルブ135、ロックアップソレノイド駆動装置126にて駆動されるソレノイドバルブ136により作動されるロックアップコントロールバルブ137、L-Hソレノイド駆動回路121にて駆動されるソレノイドバルブ138により作動されるロー・ハイシフトバルブ140を有しており、更にアキュムレータ141及びロー・ハイシフトタイミングバルブ142を有している。そして、レギュレータバルブ135は油圧ポンプ17からの圧油が供給されるポートh、ライン圧ポート ℓ 、及び潤滑油ポートL ω を有している。

また、マニュアルバルブ132は、第1及び第

2のライン圧ポート ℓ_1 、 ℓ_2 、Rレンジにてライン圧が供給されるポートr、S及びDレンジにてライン圧が供給されるポートo、S、N、R、Pレンジにてライン圧が供給されるポートf、N、R、Pレンジにてライン圧が供給されるポートgを備えており、ポートoはフォワードクラッチ油圧サーボC1及びロー・ハイシフトバルブ140のポート o_1 に、ポートfはロー・ハイシフトバルブ140のポート f_1 に、ポートgはロックアップコントロールバルブ137の油室 g_1 及びロー・ハイシフトバルブ140の油室 g_2 に、そしてポートrはリバースブレーキ油圧サーボB2にそれぞれ連通している。

また、ロックアップコントロールバルブ137は、ライン圧ポート ℓ_1 、流体継手(F/C)13に連通するポートh及びロックアップクラッチ油圧サーボCLに連通するポートiを有し、更にその上油室jにソレノイドバルブ136にて制御される油圧が作用し、かつ下油室 g_2 にスプールを上方に付勢するスプリングが配設されていると共に

D及びSレンジ以外にライン圧が作用する。従って、ソレノイドバルブ136がオンすると、上油室jがドレインされてスプールが上方に移動し、ポートf₁からのライン圧が流体継手13に送られ、またD及びSレンジにおいて、ソレノイドバルブ136がオフになると、スプールはスプリングに抗して下方に移動し、ポートf₁からのライン圧がロックアップクラッチ油圧サーボCLに送られ、該クラッチを係合し、更にN、R、Pレンジにおいては下油室g₁にライン圧が作用して、スプールが下方に移動することはない。

また、ロー・ハイシフトバルブ140は上記ポートe₁及びf₁の外にポートk及びmを有しており、ポートkはチェックバルブ付オリフィス143を介してハイクラッチ油圧サーボC2に連通し、かつポートmはオリフィス145及びロー・ハイシフトタイミングバルブ142を介してローコスト&リバースブレーキ油圧サーボB1に連通している。更に、該ロー・ハイシフトバルブ140はその上油室nにソレノイドバルブ139にて制

御される油圧が作用しており、かつその下油室g₁にスプールを上方に付勢するスプリングが配置されていると共にD及びSレンジ以外にてライン圧が作用している。また、アキュムレータバルブ141はスプリング141aにて付勢されているピストン141bを有しており、該ピストンにて構成されるアキュムレータ室141cは前記ハイクラッチ油圧サーボC2及びロー・ハイシフトタイミングバルブ142の上油室qに連通しており、かつその背圧室141dにはライン圧が作用している。

従って、ソレノイドバルブ139がオン状態にあると、上油室nがドレインされてスプールが上方位置にあり、S、N、R、Pの各レンジ（即ちDレンジ以外）にてライン圧が供給されているポートf₁がポートmに連通すると共に、S、Dレンジにてライン圧が供給されているポートe₁が閉塞されている。この状態では、ローコスト&リバースブレーキ油圧サーボB1にライン圧が供給され、ブレーキB1が係合しかつハイクラッチC2

が解放して、低速モード状態にある。また、ソレノイドバルブ139がオフすると、スプールは下方に移動し、ポートe₁をポートkに連通し、かつポートf₁を閉塞すると共にポートmをドレインする。この状態では、ライン圧がアキュムレータ室141cに供給されると共にハイクラッチ油圧サーボC2に供給され、またロー・ハイシフトタイミングバルブ142の上油室qにライン圧が作用してスプールを下方に移動し、ブレーキ油圧サーボB1の油圧をドレインする。従って、ハイクラッチC2が係合しかつローコスト&リバースブレーキB1が解放して、高速モード状態にある。なお、N、R、Pの各レンジ即ちD及びSレンジ以外は、ロー・ハイシフトバルブ140の下油室g₁にライン圧が作用し、例えソレノイドバルブ139がオフになっても、スプールが下方に移動してハイクラッチC2が係合することはない。また、Dレンジにおいては、ソレノイドバルブ139がオン状態にあっても、ポートf₁にはライン圧が供給されないで、ローコスト&リバースブレー

キB1が作動することはない。

次に、本無段変速機用制御装置Uの作動について、フローに沿って説明する。

第9図は、メインフローを示す図であり、レフトレバーのポジション、スロットル開度 θ 、プライマリプーリ回転数 N_{in} 、セカンダリプーリ回転数 N_{out} 及び車速 V を入力して、Dレンジ制御、Sレンジ制御、Nレンジ制御、Rレンジ制御、Pレンジ制御の各制御を設定し、そして各制御に対応して各ソレノイド136、139及びモータ100及び131に出力する。

第10図は、Dレンジ制御を示すフローであり、モードセンサ112から低速モードにあるか高速モードHにあるかの信号を入力し（S1）、また最良燃費曲線に基づきスロットル開度 θ に対応するプライマリプーリの目標回転数 N^* を設定する（S2）。更に、プライマリプーリ回転数 N_{in} とセカンダリプーリの回転数 N_{out} から無段変速装置30のトルク比 $T (= N_{in}/N_{out})$ が算出され（S3）、そしてステップS4にて、該トルク比 T に

における低速モードLのトルク比 a_L と高速モードHのトルク比 a_H が算出される。即ち、プラネタリギヤ装置20のサンギヤ20Sとリングギヤ20Rの歯数比(20S/20R)を λ とし、トランスファ装置80における出力プロケット82と入力プロケット81の歯数比(81/82)を1とすると、

$$a_L = T \times (1 + \lambda)$$

$$a_H = \frac{T \times 1 \times (1 + \lambda)}{1 + T \times \lambda}$$

により算出される。更に、目標回転数に対して許容ずれ幅 δ を設定して目標回転数 N^*_{max} 、 N^*_{min} を設定する(S5)。そして、ステップS6にて、目標トルク比の上限 a^*_{max} 及び下限 a^*_{min} が算出される。即ち、

$$a^*_{max} = (N^*_{max} \times C) / V$$

$$a^*_{min} = (N^*_{min} \times C) / V$$

で定まり、かつCは、タイヤ直径 D_T 及び終減速比 i_d にて定まる定数($60 \times \pi \times D_T / i_d \times 1000$)である。なお、以上ステップS1～S6が、目標トルク比設定手段113に対応する。

30の変速判定を行う(S10)。なお、以上ステップS8、S11が、モード切換え判断手段114に対応し、またステップS10が無段変速判断手段115に対応する。

第11図は、Sレンジ制御を示すフローであり、第10図に示すフローとエンブレキ制御部分を除いて同一であり、同一部分は同一符号を付して説明を省略する。ただし、ステップS2においては、Dレンジ制御の場合とは異なり、例えば最大動力曲線に基づきスロットル開度 θ に対応するプライマリプーリの目標回転数 N^* を設定する。

ステップS13は、通常変速制御 U_1 かエンブレキ制御 U_2 かを判断するステップであり、スロットル開度 θ が零又は零付近の場合($\theta \leq \theta_{min}$)、エンブレキ制御へ流れ(S14)、その他の場合は通常の変速制御に流れる。

ついで、第1図及び第7図に示すモード切換え判断手段114、即ち第10図及び第11図におけるステップS8、S11部分について説明する。

第12図は、アップレフト時の判断、即ちステ

更に、ステップS7にて、現在ギヤ装置20が低速モードLであるか、高速モードHであるかの判断を行う。そして現在が低速モードLにある場合は、後に述べる第12図及び第15図に示す方法にてL→Hチェンジを行うか否かを判断し(S8)、また、現在が高速モードHにある場合は、後に述べる第13図、第16図に示す方法にてH→Lチェンジを行うか否かを判断する(S11)。ステップS8のL→H判断において、L→Hチェンジを行うと判断すると、L→Hシフトソレノイド駆動回路121にL→Hチェンジ信号を発し(S9)、高速モードHとなり、ステップS11のH→L判断において、H→Lチェンジを行うと判断するとL→Hシフトソレノイド駆動回路121にH→Lチェンジ信号を発し(S12)低速モードとなる。一方、ステップS8のL→H判断において、L→Hチェンジを行わないと判断した場合、およびステップS11においてH→Lチェンジを行わないと判断した場合には、後に述べる第17図に示す方法にて、無段変速装置(CVT)

ップS8の内容を示す図であり、まずステップS4にて算定された低速モードLでのトルク比 a_L が現在のトルク比 a となる(S8₁)。そして、予め定めてあるセカンダリプーリ32の限界回転数 $N_{out max}$ と現在のセカンダリプーリの回転数 N_{out} を比較し、該回転数 N_{out} が限界回転数 $N_{out max}$ を超えている場合、直ちに高速モードHに切換えてセカンダリプーリの回転数をさげる(S8₂)。また、セカンダリプーリの回転数 N_{out} が限界回転数 $N_{out max}$ 以内である場合、第13図に示すように、高速モードHでの最大トルク比 $a_{H max}$ と、ステップS6にて算出した目標トルク比 a^* の上限 a^*_{max} と比較し(S8₃)、該目標トルク比上限 a^*_{max} がトルク比 $a_{H max}$ より高ければ、モード切換えは行われず、低速モードLを維持する。一方、目標トルク比上限 a^*_{max} がトルク比 $a_{H max}$ より低い場合、更に現実のトルク比 a と該目標トルク比上限 a^*_{max} とを比較し(S8₄)する。そして、 $a > a^*_{max}$ なる関係即ちアップシフト時の場合は直ちに高速モードHに切換わり、またダウンレフト時の場合

はモード切換えは行われず、低速モードLを維持する。これにより、キックダウン時等に無段変速装置30がダウンシフト中にL→H切換えが生じること防止し、フィーリング悪化を防止する。なお、ステップS8で、現実のトルク比 a として a_L を置くが、これは、次に続くステップS10のCVT変速判定において、 a_L を現在のトルク比として用いるためである。

第14図は、ダウンシフト時の判断、即ちステップS11の内容を示す図であり、まず低速モードLにした場合のプライマリプーリ31の回転数 N_{inL} を演算する。即ち、低速モードLにした場合のトルク比 a_L (S4参照)と車速 V 、そして先に示したタイヤ直径及び最終減速比にて定まる定数 C から、 $a_L \times V / C$ なる式にて回転数 N_{inL} が演算される (S11₁)。また同様に、トルク比 a_L 、車速 V 及び無段変速装置のトルク比 T から、 $a_L \times V / C \times T$ 即ち N_{inL} / T なる式にて、低速モードLにした場合のセカンダリプーリ32の回転数 N_{outL} が演算される (S11₂)。そして、

れる。この際、現在のトルク比が第15図に示す a にあり、低速モードLに切換った際のトルク比 a_L が高速モードHでも達成し得る領域にあって、ステップS8で示すように、 $a > a^*_{max}$ なる関係にないので、一旦低速モードLに切換った後直ちに高速モードHに切換ってしまうことはない。また、目標トルク比下限 a^*_{min} がトルク比 a_{Hmax} より低い場合、モード切換えは行われず、高速モードHを維持する。

また、前記低速モードLから高速モードHへの切換え、並びに高速モードHから低速モードLへの切換えに際し、目標トルク比 a^* は上限 a^*_{max} と下限 a^*_{min} との間に所定ヒステリシスがあり、高速モード最大トルク比 a_{Hmax} 付近で頻りにモード切換えが行われることを防止している。

なお、上述実施例は、センサ111a及び111bに基づき、無段変速装置30のプライマリプーリ31及びセカンダリプーリ32の回転数によりトルク比を求めているが、プライマリプーリ31又はセカンダリプーリ32の可動レブ31b、

上記プライマリプーリ31の回転数 N_{inL} と予め定めてあるプライマリプーリ31の限界回転数 N_{inmax} と比較し (S11₃)、回転数 N_{inL} が限界回転数 N_{inmax} を超える場合、モード切換えは行われず、高速モードHを維持する。なお、ステップS11₄で現実のトルク比 a として a_H を置くが、これは、次に続くステップS10のCVT変速判定において、 a_H を現在のトルク比として用いるためである。また、回転数 N_{inL} が限界回転数 N_{inmax} を超えない場合、上記セカンダリプーリ32の回転数 N_{outL} と予め定めてあるセカンダリプーリの限界回転数 N_{outmax} と比較し (S11₄)、回転数 N_{outL} が限界回転数 N_{outmax} を超える場合、モード切換えは行われず、高速モードHを維持する。そして、該回転数 N_{outL} も限界回転数を超えない場合は、第15図に示すように、目標トルク比下限 a^*_{min} と高速モードHでの最大トルク比 a_{Hmax} とを比較し (S11₅)、目標トルク比下限 a^*_{min} が高速モード最大トルク比 a_{Hmax} より高い場合、低速モードLに切換えられてダウンシフトが行わ

32bの位置を検知して、該位置からトルク比を求めてもよい。また、本実施例の無段変速装置30は、可動レブ31b、32bの位置と軸37との位置が対応しているため、実際には、ギヤ37a、37b又はウォームホイール37cの回転角位置を検知すればよく、該検知手段がトルク比検知手段111となる。

ついで、無段変速装置 (CVT) の変速判断手段115、即ち第10図及び第11図におけるステップS10について、第16図に沿って説明する。

まず、入力回転数が低い場合、無段変速装置30の変速動作によるベクトルへの悪影響及び変速フィーリングの悪化を防止するため、現在の車速 V が極低車速 (V_{min}) の場合に変速動作を阻止する (S15)。そして、極低車速でない場合、目標トルク比 a^* に対して現実のトルク比 a が大きい場合 (S16)、無段変速装置はアップシフトし (S17)、また目標トルク比 a^* に対して現実のトルク比が小さい場合 (S18)、無段変速装置

30はダウンシフトし(S19)、更にその他の場合は無段変速装置30は変速作動しない(S20)。なお、本実施例では、無段変速装置30の頻繁な変速作動によるフィーリングの悪化を防止するため目標トルク比 a^* は上限 a^{*max} 及び下限 a^{*min} からなる所定幅を有する。また、モード切換え信号を発した直後に無段変速装置の変速作動が行われる場合、たとえ、モード切換えが終了していない場合であっても、ステップS8、S11、(第12、14図参照)にてモード切換えが終了(クラッチC2の係合完了又は解放完了)した状態の低速モードL又は高速モードHでのトルク比 a_L 、 a_H が設定されているので、実際には、本無段変速装置の変速判定において、モード切換え終了後のトルク比 a_L 又は a_H に対して、今アップシフトすべきか、ダウンシフトすべきか、又は停止状態を維持すべきかを判定される。従って、トルク比 a として、モード切換え後のトルク比 a_L 又は a_H を用いることにより、たとえ、モード切換え中であっても無段変速装置30はモード切換え後の状

レノイド駆動回路及びモータ駆動回路が停止する。

(H) 発明の効果

以上説明したように、本発明によると、トルク比検知手段111、モード検知手段112及び目標トルク比設定手段113からの信号を受けて、モード切換え判断手段114が無段変速装置20のモードの切換えを判断し、かつ無段変速判断手段115が無段変速装置30の可変操作の判断をするので、補助変速装置20との組合せにより、変速範囲の拡大を図ったものでありながら、無段変速機12全体の操作を完全に自動的に行うことができ、操作を大幅に容易化することができる。更に、モード判断手段114が、低速モードLと高速モードHとが互に等しいトルク比を達成し得る領域Bにある場合は、高速モードHが優先して作動するように判断するので、伝動効率の高い変速操作を行うことができ、かつ、アクセルペダルを踏込んでキックダウンする場合、低速モードLへの切換えにより無段変速装置30の変速操作速度より素早い変速が可能となり、応答性を向上し

態に対して予め変速制御することができ、すみやかに目標トルク比 a^* に近づけることができる。また、現実のトルク比 T が無段変速装置(主にベルトにより規定)のトルク比の下限(T_{min})及び上限(T_{max})を超えないように、超えた場合は無段変速装置は変速を停止する(S21、S22)。

ついで、第17図に沿って、Rレンジでの制御について説明する。

まず、上述ステップ15と同様に、極低車速での変速を阻止し(S23)、立たプライマリプーリの回転数 N_{in} が過大に上昇しないように、回転数の上限 N_{max} をおさえ(S24)、それ以上の場合は無段変速装置をアップシフトする(S25)。また、無段変速装置のトルク比 T を算出し(S26)、該トルク比 T が主にベルト回転速度にて定まる無段変速装置のトルク比上限 T_{max} と比較され(S27)、小さい場合無段変速装置がダウンシフトし(S28)、かつそれ以外の場合停止する(S29)。

なお、Nレンジ及びPレンジでは、すべてのッ

て、キックダウン時のような大幅なダウンシフトが必要な場合でも対応できる。

特に、補助変速装置としてプラネタリギヤ装置20を用い、該ギヤ装置を減速機構として機能して低速モードLとなし、かつ該ギヤ装置をスプリットドライブ機構として機能して高速モードHとなすと、優先的に使用する高速モードHにおいて、無段変速装置30に作用する伝達トルクの分担率が少なくなり、ベルト等との摩擦力を保持するための軸力が小さくて足り、高い伝達効率を得られて一層の燃費の向上を図ることができると共に、ベルトに作用する挟圧力を減少して、耐久性を向上することができる。

更に、目標トルク比 a^* が上限 a^{*max} 及び下限 a^{*min} からなる所定幅を有し、モード切換えに際して所定ヒステリシスを設けると、高速モード最大トルク比 a_{Hmax} 付近で、頻りにモード切換えが行われることを阻止して、制御を安定することができる。

また、トルク比検知手段111が、無段変速装

置30のプライマリプーリ31の回転数 N_{in} 及びセカンダリプーリ32の回転数 N_{out} を検知して行くと、実際のトルク比を検知することによる正確できめ細かい制御が可能となる。

また、トルク比検知手段111が、プライマリプーリ又はセカンダリプーリの可動レープ31b(又は32b)の位置又は操作軸37等の該可動レープに連動する部位の位置を検出して行くと、センサの数を減らすと共に簡単なセンサで足り、検知手段の構造を簡単にすることができ、かつ変速応答性の向上を図ることができる。

更に、無段変速操作手段100が電動モータからなり、該電動モータに基づく回転をネリ装置35、36によりスラスト力に変換して可動レープを操作してなると、制御部U₁からの電気信号を、油圧に変換することなく、直接操作手段100に伝達して制御することができ、制御装置Uの構造を簡単化できると共に、無段変速装置30の応答性を向上することができる。

4. 図面の簡単な説明

12…無段変速機、20…補助変速装置(シンプルプラネタリギヤ装置)、20C…キャリア、20R…リングギヤ、20S…サンギヤ、30…(ベルト式)無段変速装置、30a…出力部(軸)、30b…入力部(軸)、31…プライマリプーリ、32…セカンダリプーリ、33…ベルト、70…出力部材、100…無段変速操作手段(電動モータ)、110、C2、B1…モード切換え手段、111…トルク比検知手段、112…モード検知手段、113…目標トルク比設定手段、114…モード切換え判断手段、130…油圧制御装置、B1、F…係止手段、B1…ローコースト&リバースブレーキ、B2…リバースブレーキ、C1…フォワードクラッチ、C2…ハイクラッチ、CL…ロックアップクラッチ、F…ローワンウェイクラッチ、

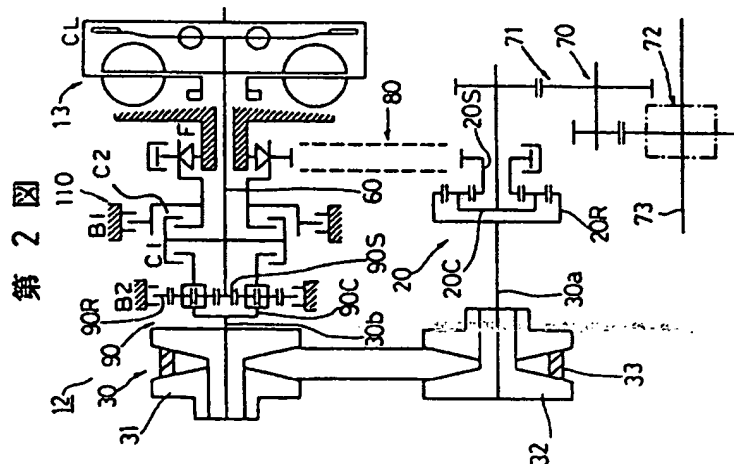
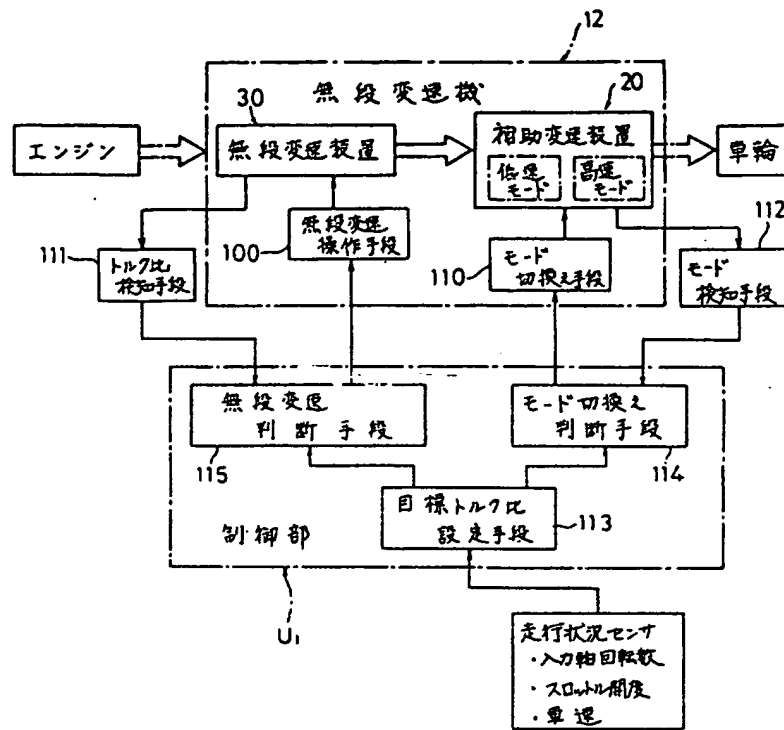
第1図は本発明の機能を示すブロック図である。そして、第2図は本発明を適用し得る無段変速装置を示す概略図、第3図はその各ポジションにおける各要素の作動を示す図、第4図は本無段変速機を示す断面図である。更に、第5図はトルク比と伝達トルク分担率の関係を示す図、第6図はベルトトルク比に対するステップ比及び無段変速機トルク比の関係を示す図である。そして、第7図は本発明に係る無段変速機用制御装置を示す図、第8図はその油圧制御装置を示す図である。更に第9図はノインフロー、第10図はDレンジフロー、第11図はRレンジフローである。そして、第12図はモード切換え手段の内容を示すアップシフト時の判断を示すフロー、第13図はその状態における各トルク比を示す図である。また、第14図はそのダウンシフト時の判断を示すフロー、第15図はその状態における各トルク比を示す図である。また、第16図は無段変速判断手段の内容を示すフロー、第17図はRレンジ制御を示すフローである。

H…高速モード、L…低速モード、U…無段変速機用制御装置、U₁…(変速)制御部。

出願人 アイシン・ワナー株式会社

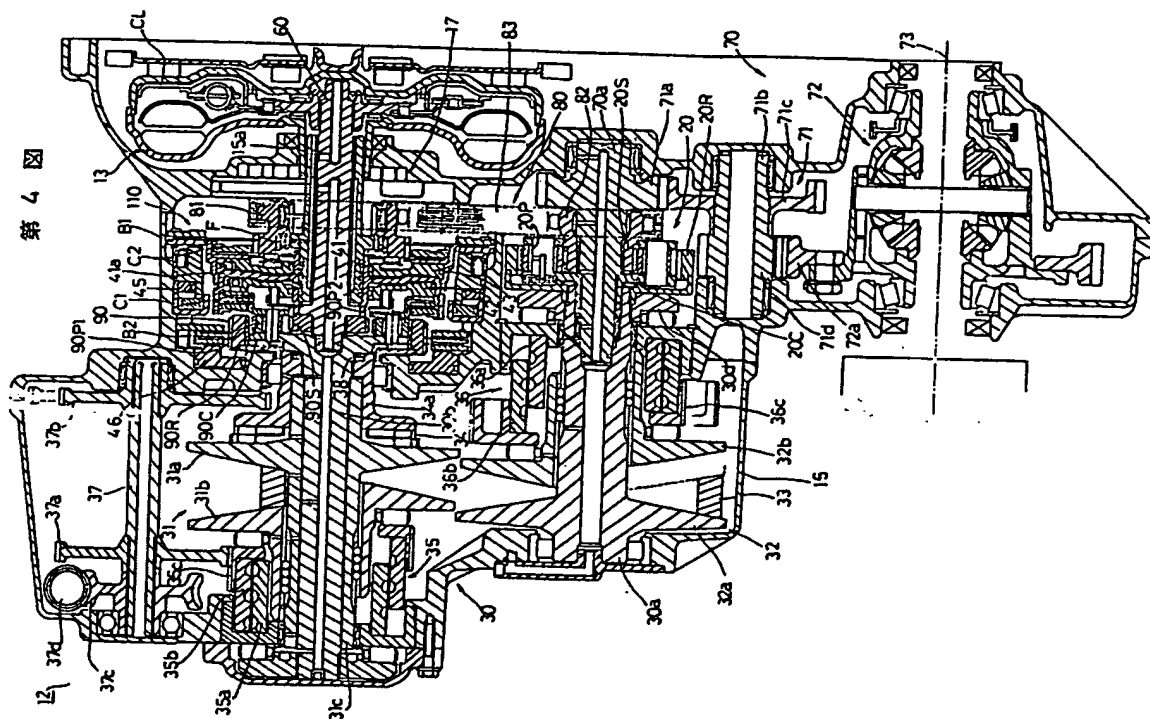
代理人 近島 一夫

第 1 図

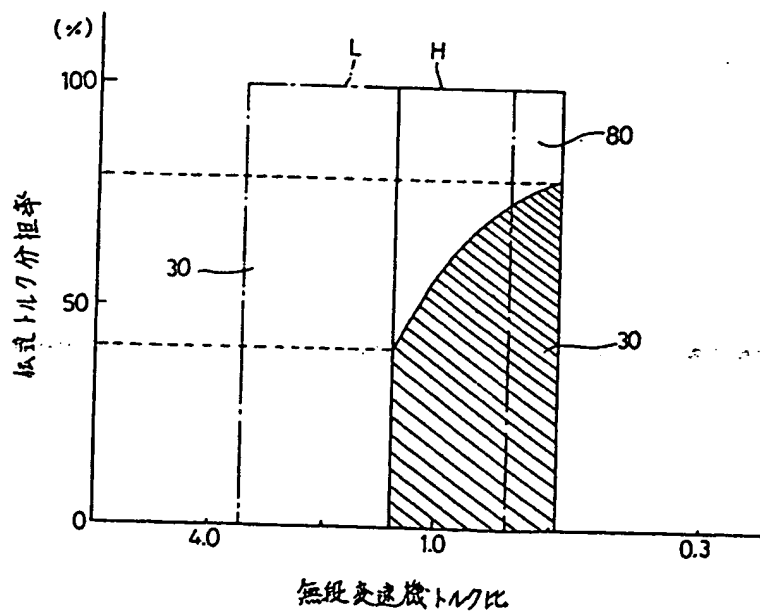


第 3 図

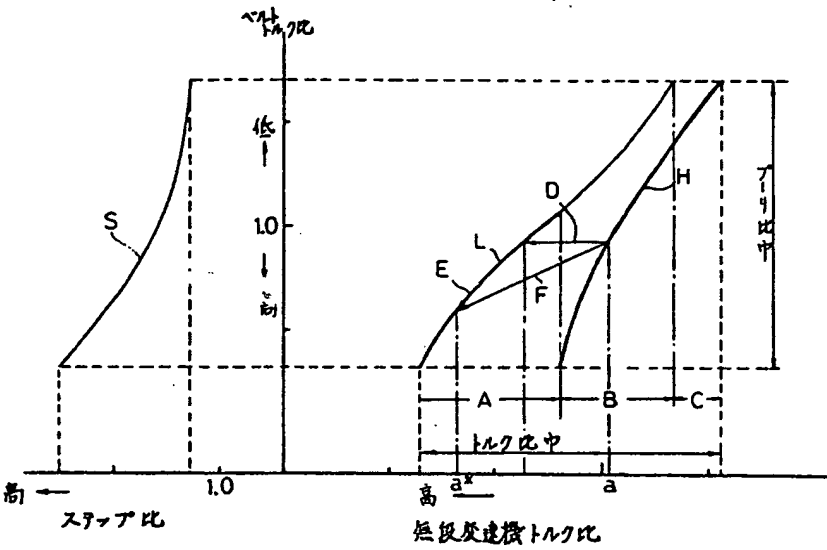
	変速機	C1	C2	CL	B1	B2	F
前進	P				○	○	
後進	R				○	○	
ニュートラル	N				○		
低速	L	○	○	○	○		○
高速	H	○	○	○	○		○
駐車	S						



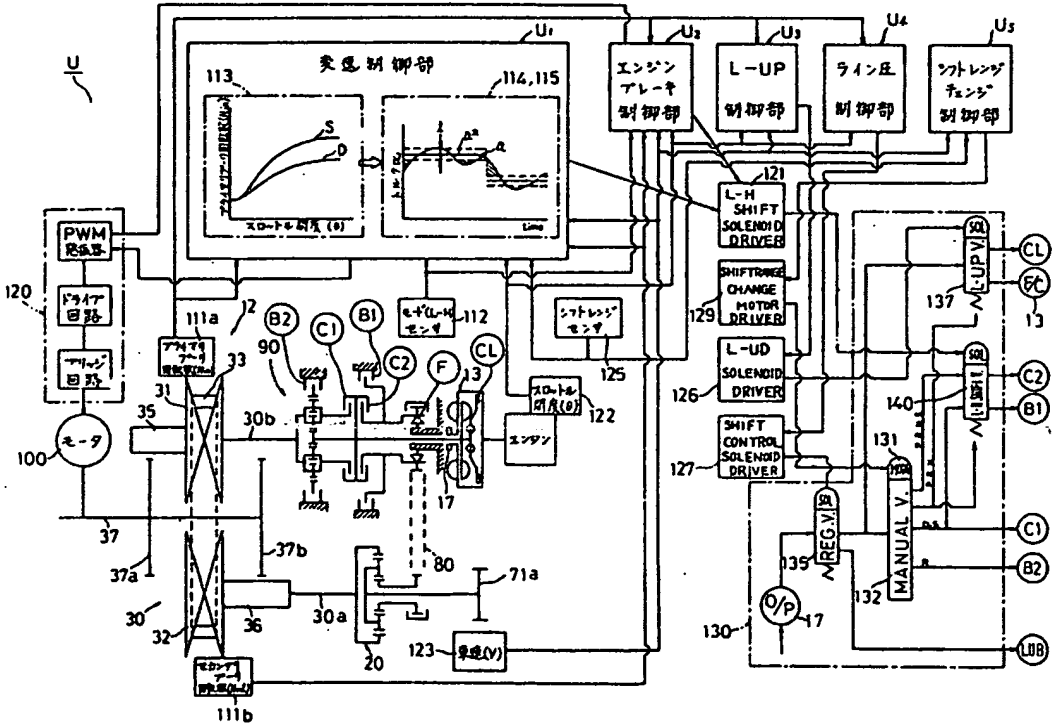
第5図



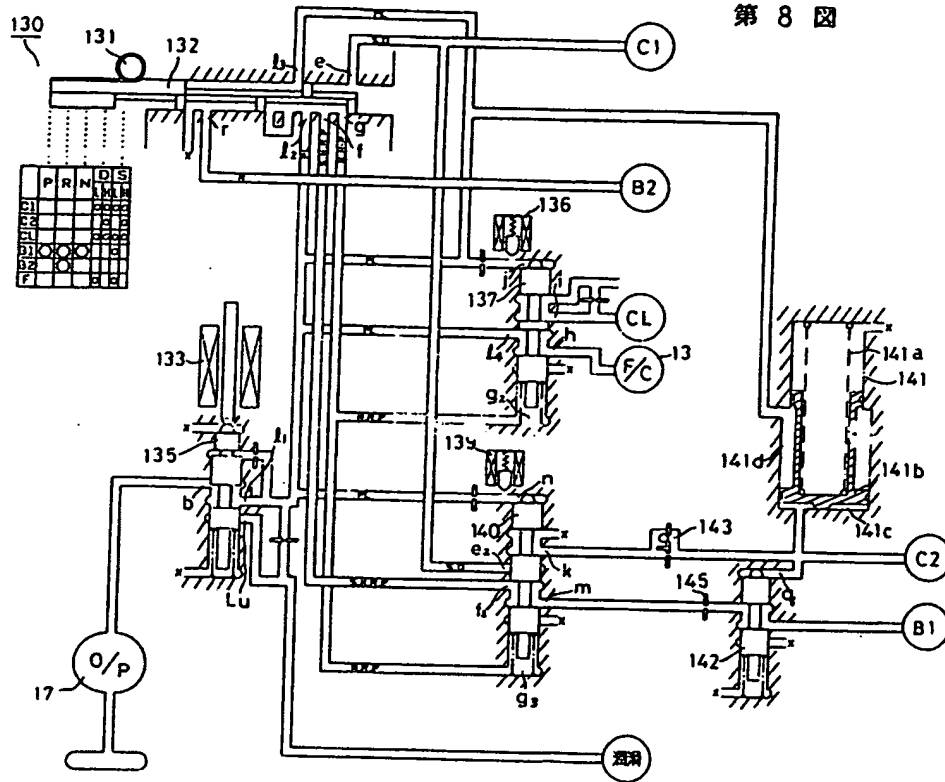
第 6 図



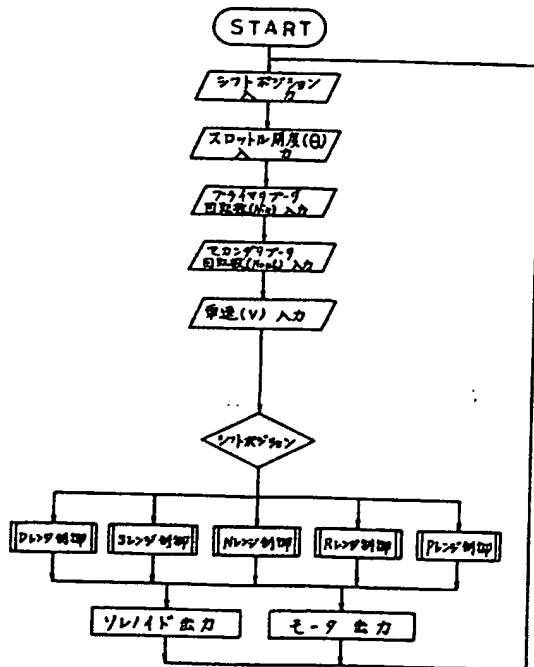
第 7 図



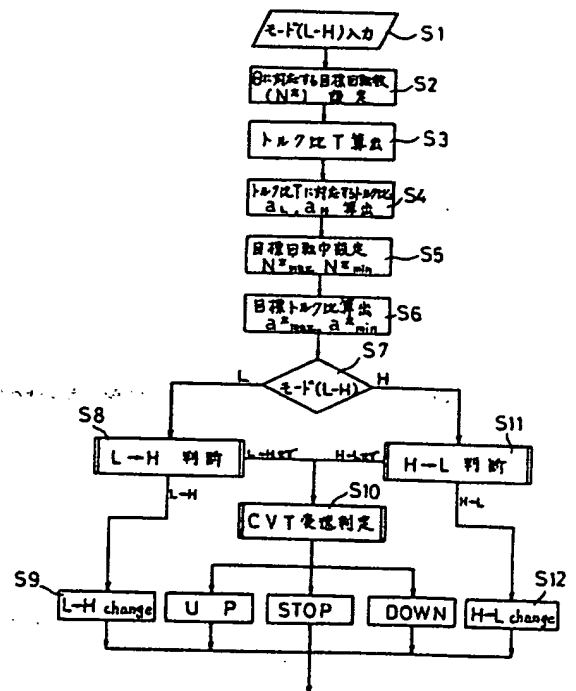
第 8 図



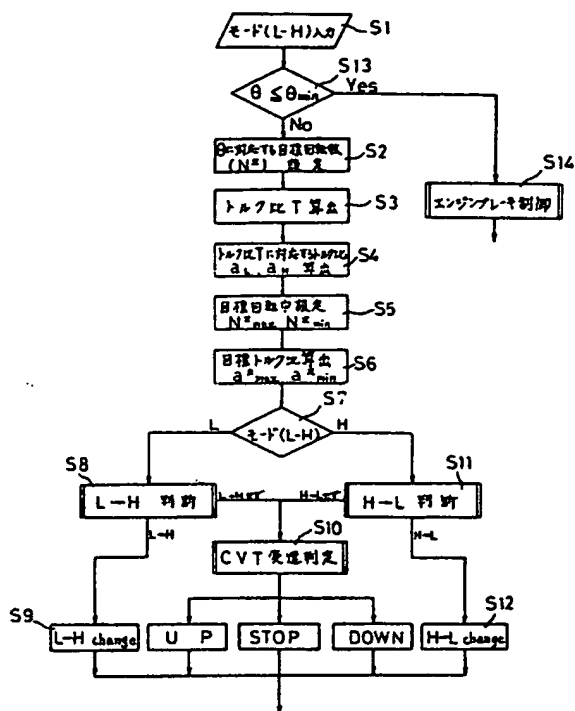
第 9 図



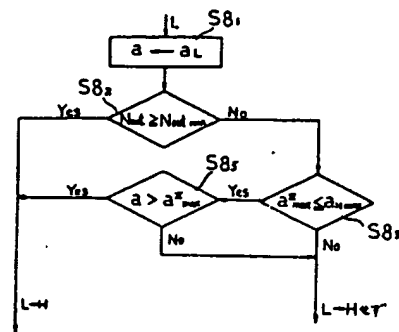
第 10 図



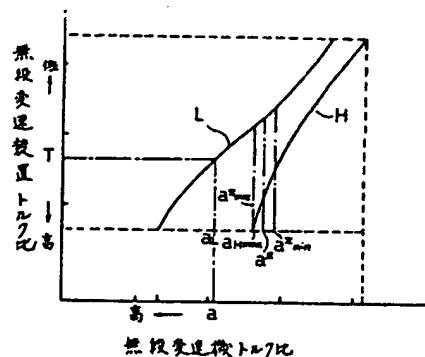
第 11 図



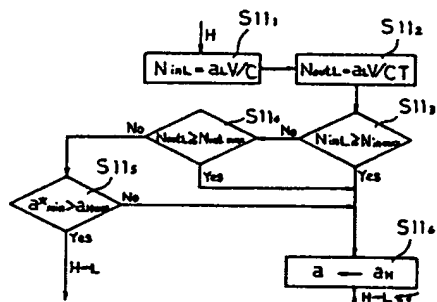
第 12 図



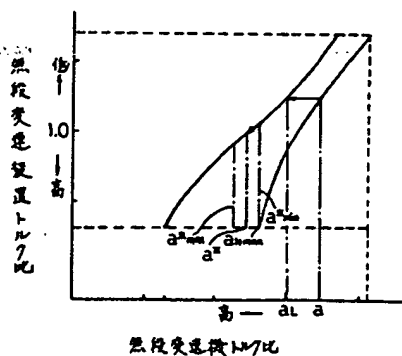
第 13 図



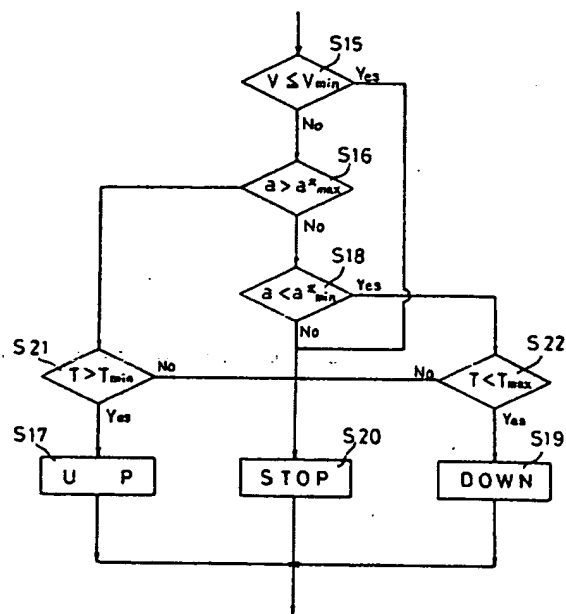
第 14 図



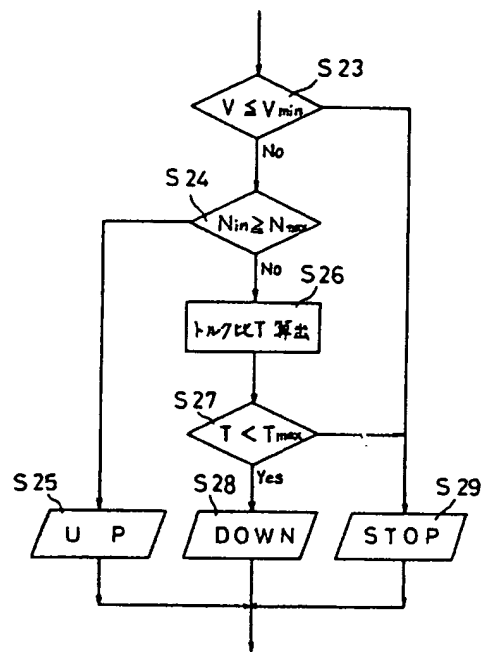
第 15 図



第 16 図



第 17 図



PAT-NO: JP363207738A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 63207738 A

TITLE: CONTROL DEVICE FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

PUBN-DATE: August 29, 1988

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

KOSHIBA, SADAHIRO

IMAI, NORIO

INT-CL (IPC): B60K041/14, F16H011/06

US-CL-CURRENT: 477/41

ABSTRACT:

PURPOSE: To perform the safe automation of speed change by controlling the changeover of mode based on the outputs of a low/high speed mode detecting means and a target torque ratio setting means in a continuously variable transmission in which a continuously variable device is combined with an auxiliary speed change device for increasing a torque ratio width.

CONSTITUTION: A torque ratio detecting means 111 for detecting the torque ratio of a continuously variable device 30, a mode detecting means 112 for detecting the low/high speed mode of an auxiliary speed change device 20, and a target torque ratio setting means 113 for setting a target torque ratio are provided in the captioned device. And, a mode changeover means 110 is controlled by a mode changeover judging means 114 in such a way that in a zone in which both low and high speed modes can attain an equal torque ratio, when a target torque ratio is in a zone which can be attained only by the high speed mode, priority is given to the high speed mode, whereas, when the target torque ratio is in a zone which can be attained only by the low speed mode, the low speed mode is operated. Also, a continuous variation operating means 100 is controlled so as to attain the target torque ratio in the selected mode.

COPYRIGHT: (C)1988,JPO&Japio

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (1):

PURPOSE: To perform the safe automation of speed change by controlling the changeover of mode based on the outputs of a low/high speed mode detecting

means and a target torque ratio setting means in a continuously variable transmission in which a continuously variable device is combined with an auxiliary speed change device for increasing a torque ratio width.

Abstract Text - FPAR (2):

CONSTITUTION: A torque ratio detecting means 111 for detecting the torque ratio of a continuously variable device 30, a mode detecting means 112 for detecting the low/high speed mode of an auxiliary speed change device 20, and a target torque ratio setting means 113 for setting a target torque ratio are provided in the captioned device. And, a mode changeover means 110 is controlled by a mode changeover judging means 114 in such a way that in a zone in which both low and high speed modes can attain an equal torque ratio, when a target torque ratio is in a zone which can be attained only by the high speed mode, priority is given to the high speed mode, whereas, when the target torque ratio is in a zone which can be attained only by the low speed mode, the low speed mode is operated. Also, a continuous variation operating means 100 is controlled so as to attain the target torque ratio in the selected mode.

Document Identifier - DID (1):

JP 63207738 A

Title of Patent Publication - TTL (1):

CONTROL DEVICE FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION